Sonderdruck

Wissenschaftliche Zeitschrift der Technischen Hochschule Dresden · **3** (1953/54) Heft 5 · Herausgeber: Der Rektor

IV. Fakultät für Elektrotechnik / Publ. Nr. 27

Institut für elektrischen und mechanischen Feingerätebau, Direktor Prof. Dr.-Ing. Siegfried Hildebrand

Als Manuskript gedruckt! DK 531.13 : 681.611/.613

Eingang: 24. 6. 1954

Moderne Schreibmaschinenantriebe und ihre Bewegungsvorgänge[1])

Von Prof. Dr.-Ing. Siegfried Hildebrand

Eines der umfangreichsten Anwendungsgebiete der Getriebelehre ist aus dem Bereich der Feinwerktechnik der Büromaschinenbau, bei dem eine derartige Vielfalt von Getrieben zur Anwendung kommt, wie wohl sonst selten auf so verhältnismäßig engem Raum.

Will man sich bei der näheren Betrachtung zunächst einmal einen Gesamteindruck von den Getriebeproblemen der Büromaschinentechnik verschaffen, dann sind es neben den Lösungsmöglichkeiten der einzelnen Getriebeprobleme noch die Häufigkeit der Anwendung und die damit zusammenhängenden Anordnungsfragen räumlichen Charakters, die eine erhebliche Rolle spielen. Immer wieder sind diese Anordnungsfragen bestimmend für die Auswahl der praktisch verwertbaren Getriebe. Erinnert sei in diesem Zusammenhang nur an die Rechenmaschine, die bis zu 12 und noch mehr Dekaden im Einstellwerk aufweisen kann, und demzufolge auch eine entsprechende Anzahl von Antriebsaggregaten enthalten muß, oder an die Schreibmaschine, die 45 bis 46 Typenhebelgetriebe besitzt.

Bei der Beurteilung des getriebetechnischen Standes darf man nicht außer acht lassen, daß die Büromaschinentechnik entwicklungsmäßig aus dem Handwerk hervorgegangen ist, und daß diese Tatsache auf die konstruktive Entwicklung auch heute noch von erheblichem Einfluß ist. In früherer Zeit hat man sich sehr wenig um die Ergebnisse der Getriebelehre gekümmert und vieles ist mehr zufällig als systematisch gefunden worden. Dieser Zustand dürfte heute in der Büromaschinentechnik zum Teil als überwunden zu betrachten sein, denn allenthalben bemüht man sich und muß man sich heute bemühen, die Ergebnisse der Getriebelehre auch für die weitere Entwicklung nutzbar zu machen. Insbesondere ist dies der Fall, wenn es gilt, schnellere, leistungsfähigere Maschinen zu bauen als es bisher der Fall war, weil dann Geschwindigkeiten und Beschleunigungen bei der Beherrschung der Massenkräfte eine Rolle spielen. Wenn heute Buchungs- und Saldiermaschinen in einer Minute 140 Maschinengänge ausführen und dabei die Motoren mit 500 Umläufen/Minute arbeiten, dann ist es nicht mehr gleichgültig, wie z. B. die Formen und die Bewegungsverhältnisse von Kurvenscheiben gewählt werden.

Im Rahmen dieses kurzen Vortrages ist es natürlich nicht möglich, eine erschöpfende Darstellung aller Getriebeprobleme zu geben, die im Büromaschinenbau eine Rolle spielen. Ich möchte mich deshalb auf ein charakteristisches beschränken, und zwar auf den Antrieb von Büroschreibmaschinen, den sogenannten Standardschreibmaschinen, da bei ihnen die Anforderungen, die man heute an eine derartige Maschine stellt, besonders hoch liegen.

Wie so oft in der Technik bilden auch bei den Büromaschinen die Antriebsaggregate den Kern der Maschine. Das gewählte Antriebsaggregat bestimmt Charakter, Form, Größe und Gewicht des Erzeugnisses. Dies gilt insbesondere für die Schreibmaschine. Das dabei auftretende Getriebeproblem besteht nun darin, die kinetische Energie der Hand bzw. des Fingers zunächst in kinetische Energie des Typenhebelgetriebes umzuwandeln, wobei an den Tasten nur physiologisch und psychologisch tragbare Kräfte auftreten dürfen, und schließlich ist für den Schreibvorgang an der Schreibwalze wiederum Energie nötig, wobei als hauptsächlicher Energiespeicher der Typenhebel in Frage kommt.

Der Typenhebelantrieb hat also die Hauptaufgabe, diese Energieumformung vorzunehmen und außerdem werden ihm noch eine Reihe von Nebenfunktionen übertragen, wie die Sicherung des schnellen Rücklaufes des Getriebes durch Aufladen von Energiespeichern, die Steuerung des Wagenlaufes, die Hebung und den Transport des Farbbandes u. a. Bei der Auswahl der geeigneten Getriebe ist die bereits erwähnte räumliche Anordnungsmöglichkeit besonders wichtig, da ja alle 45 bis 46 Antriebsaggregate in einem Punkt anschlagen müssen, und da es sich dadurch notwendig macht, aus den an und für sich ebenen Getrieben sogenannte uneigentliche, räumliche Getriebe mit mindestens zwei winkelig zueinander liegenden Bewegungsebenen, meist aber mit drei oder mehr winkelig angeordneten Bewegungsebenen zu bilden.

Die Anforderungen, die man heute an alle 45 bzw. 46 Typenhebelantriebe stellt, sind durch die Eigenschaften s c h n e l l, l e i c h t und g l e i c h m ä ß i g zu charakterisieren. Bei der Definition dieser Begriffe muß man bei ernsterem Nachforschen allerdings bald feststellen, daß man die Begriffe schnell und gleichmäßig noch am ehesten klären kann, während die Ansichten über leichte Anschläge völlig auseinandergehen. Es spielt bei diesen Beurteilungen oft die Gewöhnung an die Eigenart der benutzten Maschinen eine ausschlaggebende Rolle, so daß selten ein einheitliches Urteil zustande kommt.

Dieser kurze Hinweis läßt erkennen, daß die genannten drei Eigenschaften stark von der physiologischen und psychologischen Seite her beeinflußt werden. Es handelt sich beim Anschlagen von Schreibmaschinen ja vor allem um dynamische Vorgänge, die man zweckmäßigerweise durch Messungen zu klären versucht. Nach umfangreichen systematischen Untersuchungen wird man vielleicht einmal die Frage nach der optimalen Anschlagscharakteristik eines Typenhebelgetriebes beantworten können.

Wenn man nun die bisherige industrielle Entwicklung der Büroschreibmaschine, d. h. also unter Weglassung der Erfinderzeit bis etwa 1900, überblickt und die dabei benützten Antriebsaggregate analysiert, so sind Kurven- und Kurbelgetriebe und kombinierte Kurbel-, Kurven- und Rädergetriebe in großer Vielfalt vorgeschlagen und gebaut worden.

---

1) Vortrag, gehalten anläßlich der Tagung „Getriebetechnik" 1953 in Stuttgart.

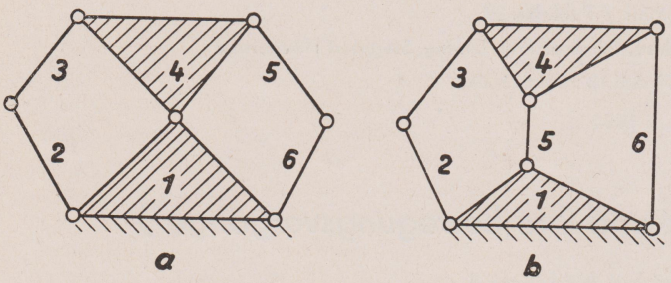

Bild 1 Sechsgliedrige Gelenkkette
a = Bauform I b = Bauform II

In den heutigen modernen Standard-Schreibmaschinenantrieben werden aber fast ausschließlich Kurbelgetriebe benützt, weil mit ihnen am ehesten die oben gekennzeichneten drei Anforderungen zu erfüllen sind. Bei den Klein- und Reiseschreibmaschinen dagegen sind teilweise auch heute noch Kurven- und Rädergetriebe anzutreffen.

Geht man bei analytischen Untersuchungen der benutzten Aggregate von der zwangläufigen Gelenkkette aus, so wird man feststellen, daß die Viergelenkkette praktisch trotz ihres einfachen Aufbaues nicht benutzt wird. Man hat mit einem derartig einfachen Getriebeaufbau erhebliche Schwierigkeiten, die vielfachen Anforderungen hinsichtlich des gleichmäßigen Verlaufes der Geschwindigkeiten für alle Antriebsaggregate, der Anbringung der heute fast ausschließlich angewandten Segmentumschaltung, der räumlichen Unterbringung aller Aggregate u. a. m., zu erfüllen. Es greifen deshalb viele der praktisch benutzten Typenhebelantriebe auf eine sechsgliedrige Gelenkkette nach Bild 1a zurück, wobei ein ternäres Glied 1 als Gestell und die beiden binären Glieder 2 und 6 als Tasten- bzw. Typenhebel benutzt werden. Wenn man z. B. die Antriebe nach Bild 5, 7 und 8 betrachtet, so findet man diesen Aufbau konstruktiv verwirklicht. Die zweite sechsgliedrige Kette nach Bild 1b hat bisher noch keine Anwendung gefunden, da bei der oben erwähnten uneigentlich räumlichen Anordnung der seitlichen im Tastenfeld untergebrachten Anschlagsaggregate größere seitliche Reibungskräfte auftreten und bei Benutzung des ternären Gliedes 1 als Gestell dann das ternäre Glied 4 ohne festen Drehpunkt im Gestell 1 erhebliche Schwierigkeiten verursacht.

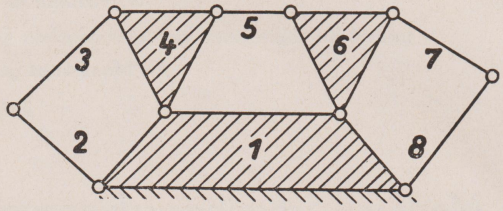

Bild 2 Achtgliedrige Gelenkkette
$n_4 = 1$ $n_3 = 2$ $n_2 = 5$

Man findet des weiteren auch Typenhebelantriebe, die als achtgliedrige Gelenkkette aufgebaut sind, wobei vor allem von den 16 Möglichkeiten die in Bild 2 dargestellte Ausführung mit Glied 1 als Gestell benutzt wird. Die Antriebe nach Bild 12 und 13 gehen auf diesen Aufbau zurück. Ein Schweizer Antrieb hat schließlich eine zehngliedrige Gelenkkette als Grundform.

Vergleicht man nunmehr die konstruktiven Ausführungen der in den modernen Schreibmaschinen benutzten Antriebsaggregate, so möchte ich folgendes im voraus bemerken: Die Typenhebelbewegungen sind in erster Linie ein dynamisches Problem, das mit Antriebskräften, Massenkräften der Getriebeglieder und Maschinenwiderständen verschiedener Art zu rechnen hat. Da diese Größen alle einzeln zu bestimmen auf erhebliche Schwierigkeiten stößt und langwierig ist, zumal sie auch noch teilweise von dem ungleichmäßigen menschlichen Tastenanschlag abhängen, so erscheint es zweckmäßig, in der Praxis mit vereinfachten Annahmen zu rechnen. Getriebeanalytische Untersuchungen mit der Annahme einer konstanten Tastenanschlagsgeschwindigkeit ohne Berücksichtigung der Massen ergeben verhältnismäßig einfache Geschwindigkeits- und Beschleunigungsdiagramme, die nach meinen Erfahrungen durchaus geeignet sind, wertvolle Vergleiche zwischen verschiedenen Typenhebelantrieben anzustellen. Über die tatsächlichen Verhältnisse der Geschwindigkeiten der Tasten- und Typenhebel und die auftretenden Massenkräfte geben diese Diagramme noch keinen eindeutigen Aufschluß. Diese müssen und können nur an den fertigen Maschinen ermittelt werden.

Bei den folgenden Untersuchungsergebnissen lag die Annahme zugrunde, daß der Tastenantrieb mit der konstanten Geschwindigkeit von 50 cm/s vor sich geht. Wie aus durchge-

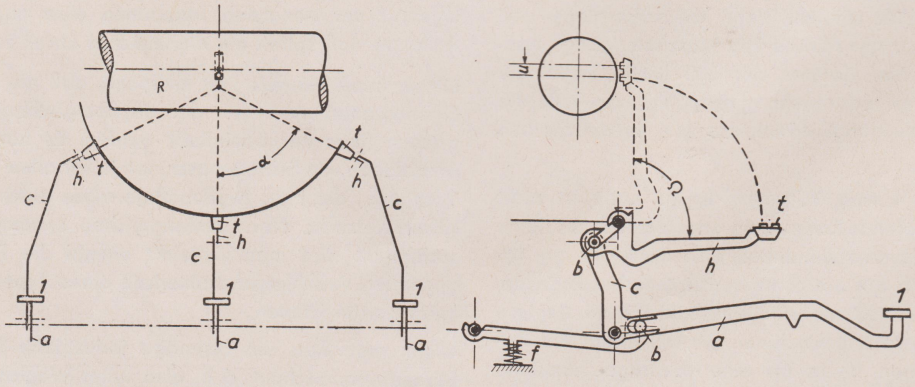

Bild 3 Wagner-Antrieb, Getriebeaufbau und räumliche Anordnung

a = Tastenhebel
b = Nippel
c = Zwischenhebel
h = Typenhebel
t = Type
α = Auslagewinkel
Ω = Ausschlagewinkel
f = Rückstellfeder
u = Umschaltweg

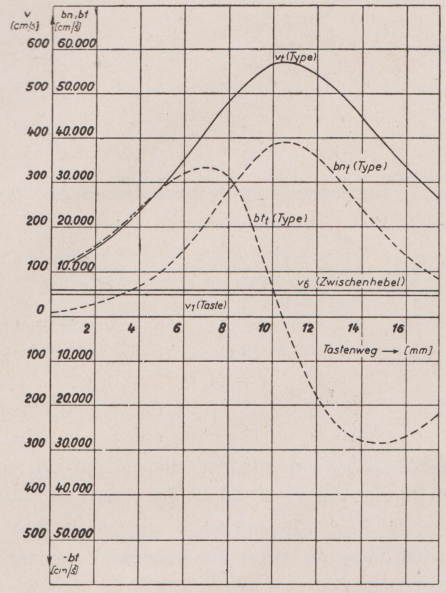

Bild 4 Wagner-Antrieb
Bewegungskurven bei $v_{Taste} = \text{const} = 50$ cm/s

führten Messungen hervorging, bewegen sich die Fingergeschwindigkeiten bei normaler Anschlagsfolge etwa in dieser Größenordnung. Um eine eindeutige Vergleichsmöglichkeit mit den verschiedenen Antriebsaggregaten zu haben, wurde des weiteren bei allen der mittlere Antrieb des Buchstaben „h", der als eben zu bezeichnen ist und jeweils etwa in der Mittelebene der Schreibmaschine liegt, zur Untersuchung herangezogen. Die übrigen Antriebsaggregate können je nach der Güte der Durchkonstruktion mehr oder weniger abweichen. Zu den Untersuchungen ist folgendes zu sagen:

Als einer der bekanntesten Schreibmaschinenantriebe, der teilweise noch heute gebaut wird und der vor allem noch millionenfach in Benutzung ist, ist der W a g n e r - A n t r i e b, Bild 3, zu nennen. Er wurde von dem nach Amerika ausgewanderten Deutschen Franz Xaver Wagner im Jahre 1890 erfunden und fand seine erste industrielle Anwendung in der amerikanischen Underwood-Maschine. Dieser Antrieb wurde später von dem größten Teil aller Schreibmaschinenfabriken der Welt nachgebaut. Wie aus Bild 3 ersichtlich, besteht der Antrieb aus zwei hintereinander geschalteten Kurbelschleifen. In dem Bild ist des weiteren die räumliche Anordnung der Seitenhebel erkennbar, bei der der Winkel α von innen nach außen immer größer wird und maximal etwa den Wert von 62° erreicht. Im Bild 4 sind die Ergebnisse der obengenannten getriebeanalytischen Untersuchungen über den Tastenweg s dargestellt. Bei ihnen ist der Verlauf der Typengeschwindigkeiten v_t zu beachten. Sie erreichen bei etwa 65 Prozent des Tastenweges ihren Maximalwert und fallen dann theoretisch wieder ab. Entsprechend verlaufen auch die Beschleunigungen, die teils positiv, teils negativ sind.

Diesem Wagner-Antrieb möchte ich den R o y a l - A n t r i e b, Bild 5, der bekannten amerikanischen Schreibmaschinenfabrik Royal Typewriter Co., entgegenstellen, der erstmalig 1906 und in der dargestellten Ausführung 1914 gebaut wurde. Er verwirklichte eine andere Bewegungscharakteristik, die von den Konstrukteuren als eine „beschleunigte" bezeichnet wurde, wobei die Geschwindigkeit des Hebels während des Tastendruckes fortwährend gesteigert wurde. Der getriebliche Aufbau läßt in Bild 5 zwei hintereinander geschaltete Gelenkvierecke erkennen, während die Bewegungskurven in Bild 6 unter den obengenannten Voraussetzungen einen exponentialen Verlauf der Typenhebelbewegungskurven aufweisen.

Vergleicht man diese beiden als typisch zu bezeichnenden Antriebscharakteristiken, so muß man aus getrieblich-dynamischen Gründen und aus psychologischen Erwägungen heraus die Royal-Charakteristik für die organischere halten. Eingehende praktische Untersuchungen ergaben bald, daß die Benutzer und Benutzerinnen beim Schreiben mit Maschinen, die Royal-Charakteristik aufweisen, ein viel angenehmeres Gefühl in den Fingern hatten als dies bei den Maschinen mit Wagner-Charakteristik der Fall war. Dies ist wohl auf den zunächst geringen und dann sich laufend steigernden dyna-

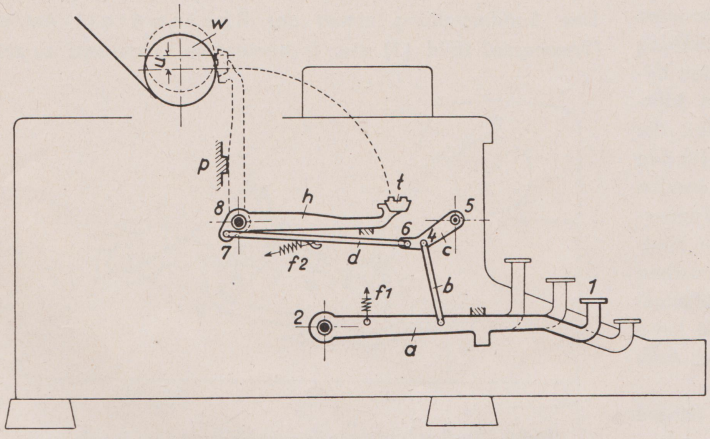

Bild 5 Royal-Antrieb (sechsgliedrig)

a	= Tastenhebel	h	= Typenhebel
b	= 1. Zugstange	p	= Prellring
c	= Zwischenhebel	t	= Type
d	= 2. Zugstange	u	= Umschaltweg
f_1, f_2	= Rückzugfedern	w	= Walze

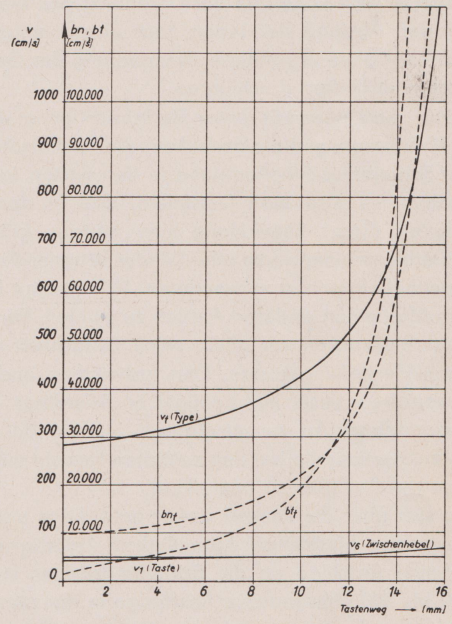

Bild 6 Royal-Antrieb
Bewegungskurven bei $v_{Taste} = \text{const.} = 50$ cm/s

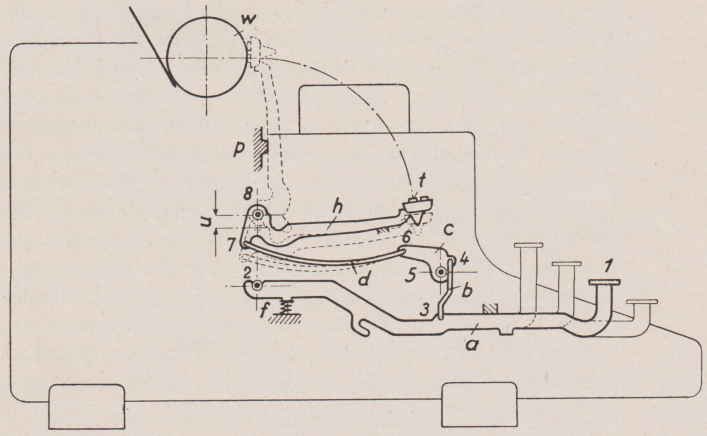

Bild 7 Sechsgliedriger Typenhebelantrieb, Bauform I (Torpedo, Triumph, Siemag)

a = Tastenhebel
b = 1. Zugstange
c = Doppelhebel
d = 2. Zugstange
f = Rückstellfeder
h = Typenhebel
p = Prellring
t = Type
u = Umschaltweg
w = Schreibwalze

mischen Druck bei der Royal-Charakteristik zurückzuführen, während die Wagner-Charakteristik zwar auch zunächst eine Steigung, dann aber theoretisch einen Abfall der Beschleunigungen aufweist. Auch die Schnelligkeit der Antriebe beim Vor- und Rückwärtsgang erwies sich bei den Wagner-Maschinen viel ungünstiger als bei den Maschinen mit Royal-Charakteristik.

Schließlich darf nicht unerwähnt bleiben, daß die auf Gelenkvierecken aufgebauten Maschinen noch einen weiteren getrieblichen Vorteil hinsichtlich der bereits erwähnten Segmentumschaltung gegenüber den Wagner-Maschinen haben. Bekanntlich befinden sich heute auf den Typenblöckchen der einzelnen Typenhebel zwei oder evtl. auch drei Zeichen und es muß eine Möglichkeit vorgesehen werden, von der einen Typengruppe auf die andere Gruppe umschalten zu können. In den vergangenen Jahrzehnten benutzte man meist Wagenumschaltung, wobei das Typenhebelgetriebe in seiner Lage verblieb und der Mittelpunkt der Schreibwalze um den Abstand der Typen voneinander gehoben wurde. Mit Einführung der Maschinenbuchhaltung wurden die Schreibmaschinenwagen immer breiter, so daß die technischen Schwierigkeiten einer einwandfreien Wagenumschaltung immer größer wurden und man heute bei Standardschreibmaschinen nur noch die Segmentumschaltung anwendet. Bei ihr verbleibt die Schreibwalze in ihrer Lage und der Drehpunkt des Typenhebels wird um den Abstand der Typen nach unten verlagert. Dies läßt sich aber ohne wesentliche Veränderung der Getriebe nur bei Drehgelenkketten durchführen.

Wenn man nunmehr unter Berücksichtigung der genannten zwei Bewegungscharakteristiken die technische Entwicklung der Schreibmaschinenantriebe in den letzten Jahrzehnten betrachtet, so wird man feststellen, daß in den ersten Jahrzehnten dieser Entwicklung zum weitaus größten Teil die Schreibmaschinenwerke aller Länder Wagner-Antriebe für ihre Typenhebelgetriebe verwendeten. Nur wenige Werke fanden den Mut, einen anderen Antrieb zu wählen. Für den Wagner-Antrieb sprachen vor allem seine Einfachheit und die niedrigen Herstellungskosten. Den technischen und dynamischen Ansprüchen dieser Zeit genügte er. Allerdings waren Mängel verschiedener Art zu verzeichnen. Insbesondere waren hohe Reibungsmomente bei den seitlichen Hebeln mit großem Auslagewinkel α (Bild 3) bemerkbar.

Als sich aber die Technik weiter entwickelte und man höhere Ansprüche hinsichtlich Schnelligkeit, Leichtigkeit und angenehmen Anschlag an die Schreibmaschinen stellte, d. h. als 450 bis 500 einwandfreie Anschläge in der Minute keine Seltenheit mehr waren und man Spitzenleistungen von 18 bis 22 Anschlägen pro Sekunde erreichen wollte, da mußte infolge der oben dargestellten Charakteristik der Wagner-Antrieb versagen. Heute werden deshalb in allen modernen Standardschreibmaschinen Antriebe verwendet, die sich mehr oder weniger an die Royal-Charakteristik anlehnen. Die Wagner-Charakteristik dagegen ist bei Neukonstruktionen vollkommen verschwunden.

Zum Aufbau der modernen Typenhebelantriebe ist folgendes zu sagen: Aus der sechsgliedrigen Gelenkkette nach Bild 1a mit Glied 1 als Gestell sind vor allem zwei moderne konstruktive Lösungen der Typenhebelantriebsaggregate entstanden:

a) Lösung wie Bild 7, welche u. a. von Torpedo (Frankfurt/Main), Triumph (Nürnberg) und Siemag (Eiserfeld) benutzt wird;

b) Lösung wie Bild 8, welche u. a. von Adler (Frankfurt/Main), Olympia (Wilhelmshaven), Remington (Syracuse USA) und Underwood (Brooklyn USA) benutzt wird.

Außer diesen beiden Hauptformen sechsgliedriger Antriebe und über den bereits genannten Royal-Antrieb hinaus (Bild 5), sind noch die Antriebe der Urania-Maschine (Dresden) (Bild 9) und der Optima-Maschine (Erfurt) (Bild 10) zu nennen.

An Stelle der aus den Bildern 7 und 8 ersichtlichen Zugstange zur Weiterleitung der Bewegung am Typenhebel wird bei der Urania mit Erfolg eine Druckstange angewendet. Der Antrieb der Optima besteht dagegen aus einer gebogenen Kurbelschleife und einem Gelenkviereck.

Eine Sonderstellung nimmt der Rheinmetall-Antrieb (Sömmerda) (Bild 11) ein. Er benutzt im Gegensatz zu den

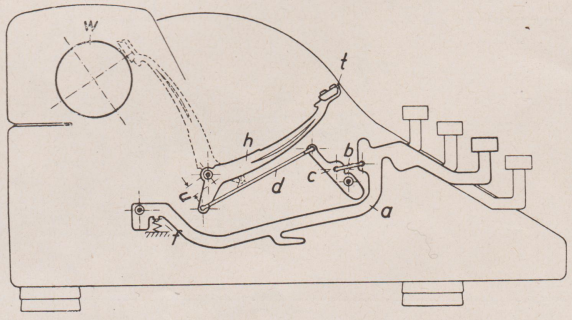

Bild 8 Sechsgliedriger Typenhebelantrieb, Bauform II (Adler, Olympia, Underwood, Remington)

a = Tastenhebel
b = 1. Zugstange
c = Zwischenhebel
d = 2. Zugstange
f = Rückstellfeder
h = Typenhebel
t = Type
u = Umschaltweg
w = Schreibwalze

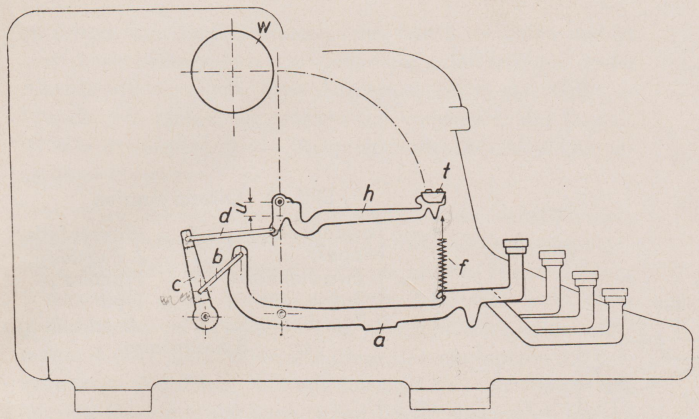

Bild 9 Urania-Antrieb

a	= Tastenhebel	f	= Rückzugfeder
b	= Zugstange	h	= Typenhebel
c	= Zwischenhebel	t	= Type
d	= Druckstange	u	= Umschaltweg
		w	= Schreibwalze

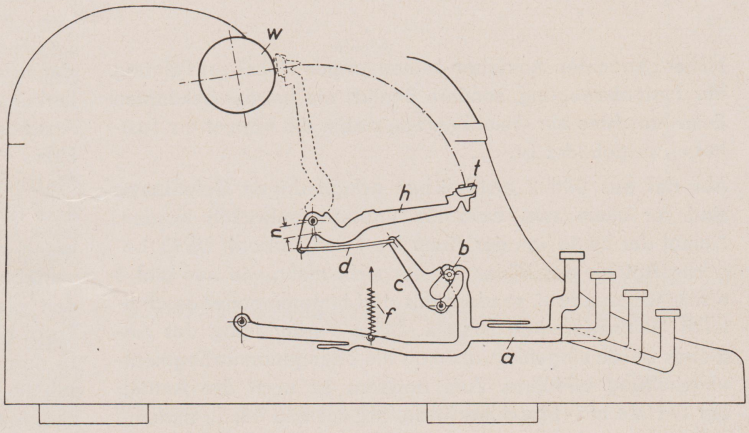

Bild 10 Optima-Antrieb

a	= Tastenhebel	f	= Rückzugfeder
b	= Rolle	h	= Typenhebel
c	= Zwischenhebel mit Kurvenschlitz	t	= Type
		u	= Umschaltweg
d	= Zugstange	w	= Schreibwalze

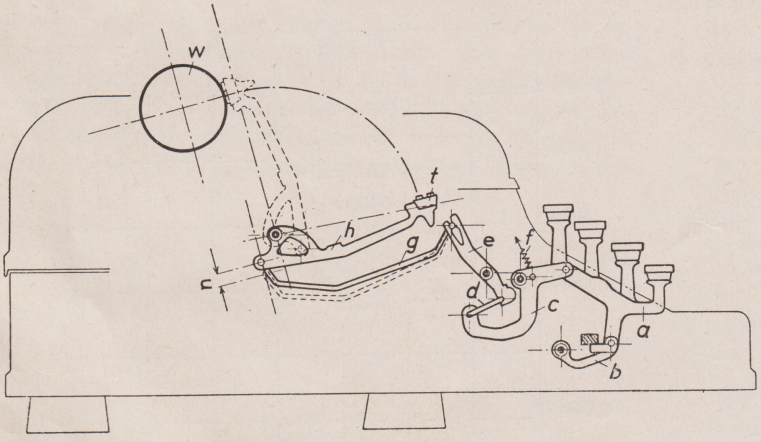

Bild 11 Rheinmetall-Antrieb

a	= Koppelhebel als Tasthebel	f	= Rückzugfeder
		g	= 2. Zugstange
b	= Lenker 1	h	= Typenhebel
c	= Lenker 2	t	= Type
d	= 1. Zugstange	u	= Umschaltweg
e	= Doppelhebel	w	= Schreibwalze

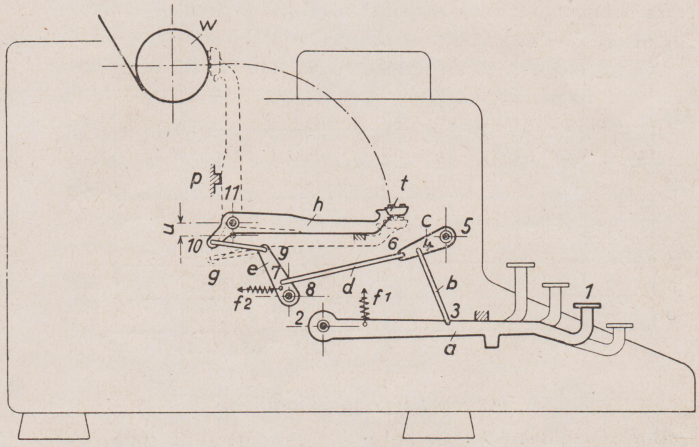

Bild 12 Royal-Antrieb (achtgliedrig)

a	= Tastenhebel	g	= 3. Zugstange
b	= 1. Zugstange	h	= Typenhebel
c	= 1. Zwischenhebel	p	= Prellring
d	= 2. Zugstange	t	= Type
e	= 2. Zwischenhebel	u	= Umschaltweg
f_1, f_2	= Rückzugfedern	w	= Schreibwalze

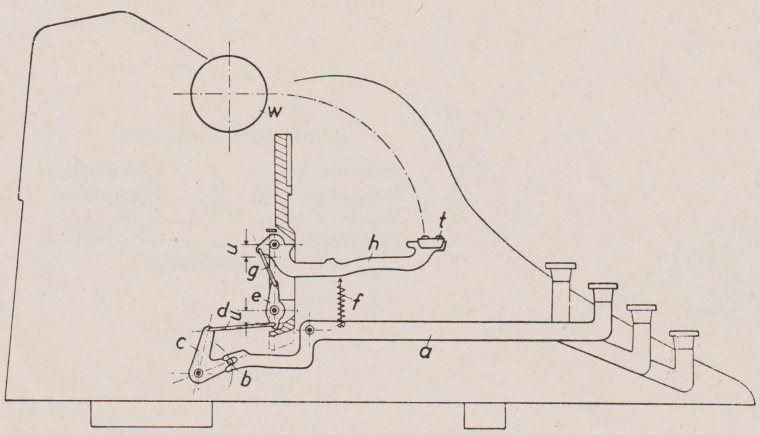

Bild 13 Olivetti-Antrieb

a	= Tastenhebel	f	= Rückzugfeder
b	= Nippel	g	= 2. Zugstange
c	= 1. Zwischenhebel	h	= Typenhebel
d	= 1. Zugstange	t	= Type
e	= 2. Zwischenhebel	u	= Umschaltweg
		w	= Schreibwalze

bisher genannten Antrieben keinen langen Hebel zur Führung der Tastenbewegung, sondern ähnlich wie bei der bekannten Erika-Maschine ein Gelenkviereck, wobei die Koppel als Tasthebel ausgebildet ist.

Aus der aus Bild 2 ersichtlichen achtgliedrigen Gelenkkette sind vor allem zwei bekannte Antriebe entwickelt worden. Einmal der heute von der Firma R o y a l (Hartford, USA), benutzte Antrieb des Bildes 12, der nicht mehr, wie aus Bild 5 ersichtlich, aus zwei, sondern aus drei hintereinander geschalteten Gelenkvierecken besteht. Diese Veränderung des Antriebes wurde eingeführt, als man die obengenannte Segmentumschaltung einführte. Zum anderen ist noch der Antrieb der O l i v e t t i - Maschine (Ivrea, Italien) Bild 13, zu nennen, der zunächst eine Kurbelschleife benutzt und dann zwei Gelenkvierecke anschließt.

Abschließend sei noch darauf hingewiesen, daß die Schweizer Firma Paillard (Yverdon), bei ihrer H e r m e s - Ambassador-Maschine sogar vier hintereinander geschaltete Gelenkvierecke für den getrieblichen Aufbau des Antriebes heranzieht.

Wenn man nun an den genannten modernen Typenhebelantrieben getriebeanalytische Bewegungsuntersuchungen unter den gleichen Voraussetzungen, wie dies bei Wagner und Royal geschah, durchführt, so erhält man die in Bild 14 und 15 dargestellten Kurvenscharen. Es ist eindeutig zu erkennen, daß die Wagner-Charakteristik nicht mehr auftritt, sondern daß alle Antriebe theoretische Bewegungskurven aufweisen, die

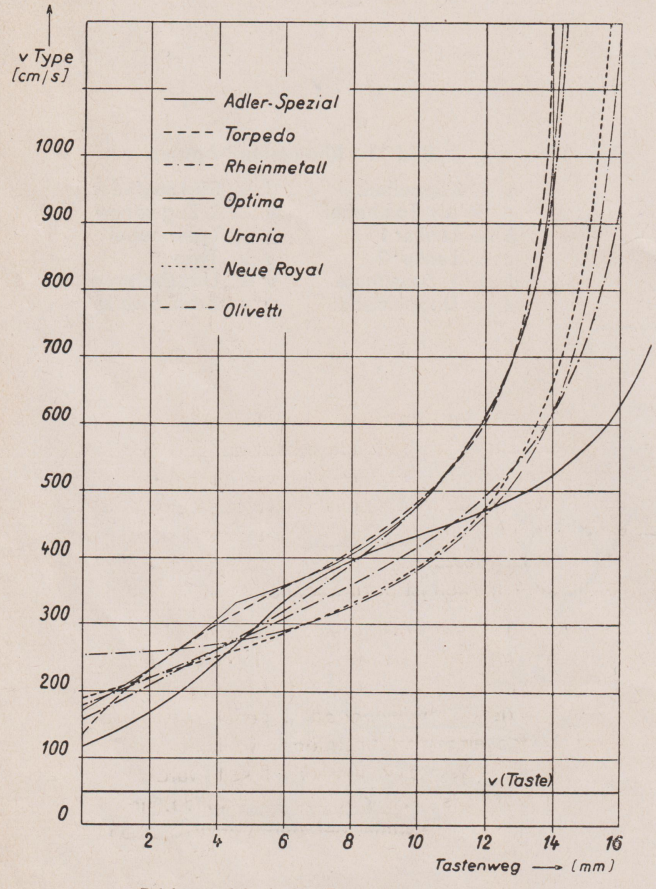

Bild 14 Moderne Typenhebelantriebe
Geschwindigkeitsverhältnisse bei v_{Taste} = const = 50 cm/s

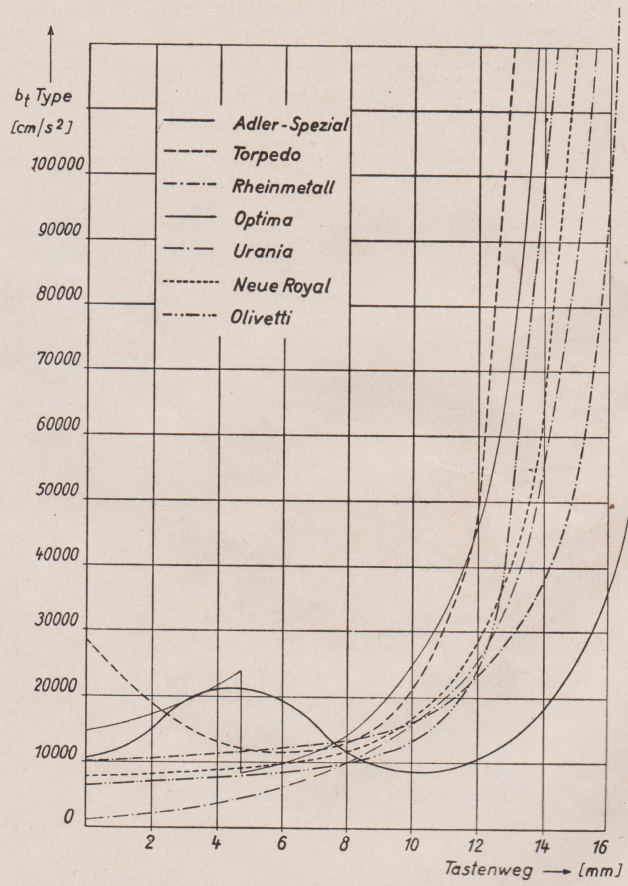

Bild 15 Moderne Typenhebelantriebe
Beschleunigungsverhältnisse bei v_{Taste} = const = 50 cm/s

im Prinzip wie die Royalkurven nach Bild 6 verlaufen und je nach konstruktiven Abmessungen mehr oder weniger große Abweichungen zeigen. Eine Ausnahme bildet der Optima-Antrieb, der infolge der gekrümmten Kurvenform der Kurbelschleife bei Änderung des Steigungsmaßes Beschleunigungssprünge aufweist.

Wie schon betont, geben diese analytischen Getriebeuntersuchungen kein klares Bild über die tatsächlichen Bewegungsverhältnisse, sie sind aber ein unentbehrliches Hilfsmittel, um Neukonstruktionen bereits auf dem Reißbrett, also ohne großen Zeit- und Kostenaufwand, nachzuprüfen und zu beurteilen. In der Praxis haben sich diese Untersuchungen mit den genannten Annahmen bestens bewährt und bei einiger Erfahrung ist man in der Lage, einen Typenhebelantrieb bereits mittels der theoretischen Bewegungskurven ziemlich treffend zu beurteilen. Um die tatsächlichen Bewegungsverhältnisse zu klären, muß man moderne mechanische und elektrische Meßgeräte, insbesondere Zeitlupe und Oszillograph, heranziehen. Einige der hierbei erzielten Ergebnisse sollen kurz im folgenden dargestellt werden.

Zunächst erschien es zweckmäßig, die genaue Bewegung der Finger nachzuprüfen. Es wurden deshalb Zeitlupenaufnahmen mit etwa 750 Hz Bildfrequenz gemacht und jedes 5. Bild ausgewertet. Als Meßmarken waren an den Fingern schwarze Punkte angebracht. Ergebnisse dieser Untersuchungen sind in Bild 16 und 17 dargestellt, in denen einmal die Bewegung eines Mittelfingers und zum anderen die eines Zeigefingers gezeigt werden. Man erkennt, daß im vorliegenden Falle der Finger insgesamt einen Weg ausführt, der etwa doppelt so groß wie der eigentliche Tastenhub ist. Die mittleren Fingergeschwindigkeiten liegen einmal bei knapp 40 cm/s , das andere mal bei reichlich 50 cm/s. Wichtig erscheint des weiteren der Hinweis, daß während des Tastenanschlages Relativbewegungen zwischen Taste und Finger auftreten. Diese Tatsache ist für die Ausbildung der Tastenform nicht ohne Wert. Die Rückwärtsbewegung des Fingers fällt je nach dem beabsichtigten Weiterweg verschieden aus. Die aus den Zeitlupenaufnahmen erkennbare Loslösung des

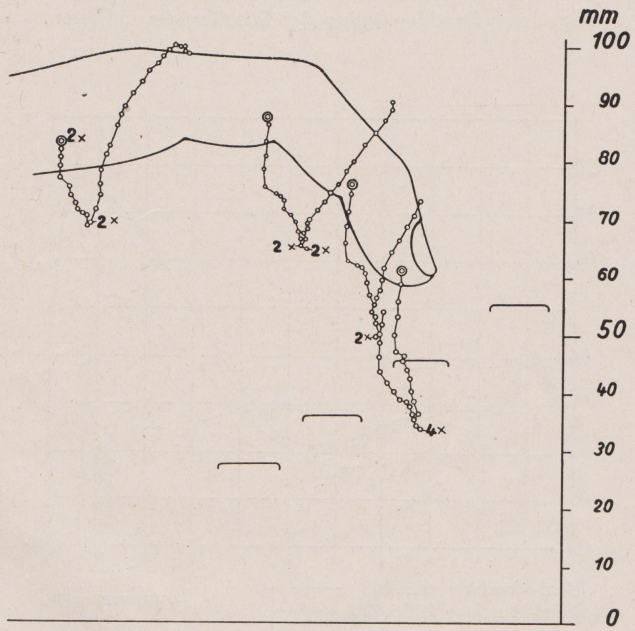

Bild 16 Wege eines Mittelfingers bei Anschlagen einer Schreibmaschinentaste

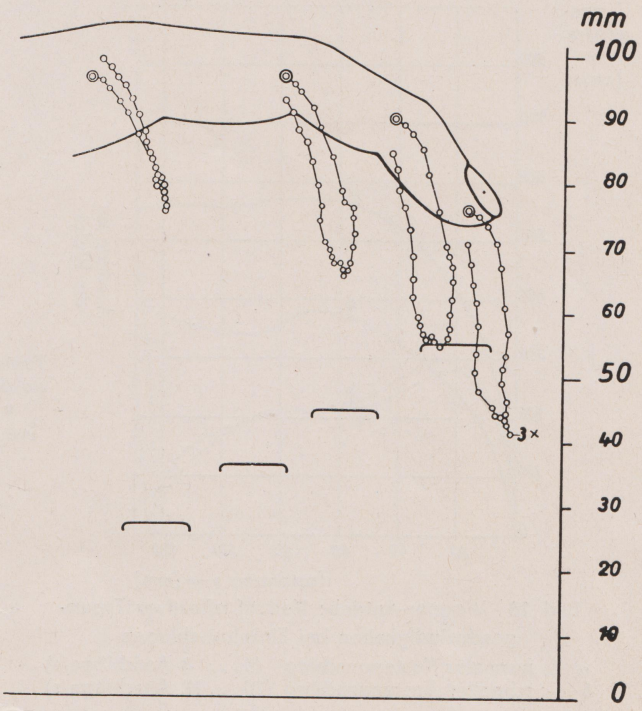

Bild 17 Wege eines Zeigefingers beim Anschlagen einer Schreibmaschinentaste

Fingers von der Taste geht aus diesen Kurven nicht hervor, ist aber aus den unten aufgeführten Druckmessungen klar zu erkennen. Der bei den theoretischen Untersuchungen angenommene konstante Ablauf des Tastenanschlages wird nicht ganz eingehalten, da der Finger auf die verschieden großen Maschinenwiderstände reagiert.

Mit Hilfe einer Fotozellenanlage, eines Meßverstärkers und eines Schleifenoszillographen wurden weiterhin Weg-Zeit-Diagramme aufgenommen, um die effektiven Bewegungsverhältnisse von Tasten- und Typenhebeln zu ermitteln. Die Messung des gesamten Typenhebelweges an fertigen Schreibmaschinen stößt dabei insofern auf Schwierigkeiten, als es aus räumlichen Gründen nicht möglich ist, die Meßanlage in geeigneter Weise anzuordnen, so daß diese Messungen nur an Modellen der Antriebsaggregate vorgenommen werden konnten.

Die dadurch fehlenden Maschinenwiderstände wurden durch geeignete zusätzliche Widerstände ersetzt, so daß man etwa mit den gleichen Verhältnissen wie bei einer fertigen Maschine rechnen konnte. Die Geschwindigkeiten wurden aus den Weg-Zeit-Diagrammen durch grafische Differentiation ermittelt. Ergebnisse dieser Messungen wurden in den Bildern 18 bis 21 dargestellt. Im einzelnen ist dazu folgendes zu bemerken:

Bei den hier aufgeführten Versuchen wurden die beiden obengenannten markantesten Vertreter der Typenhebelantriebe, nämlich der Wagner- und Royal-Antrieb herangezogen und Einzelanschläge gemessen, wobei das Typenhebelspiel jedesmal zwischen den einzelnen Anschlägen völlig in die Ruhelage zurückkehrte. Die Anschlagsschnelligkeit wurde einmal normal (mit etwa 6 bis 8 Anschlägen je Sekunde) und zum anderen etwas höher gewählt. Bei den Versuchsreihen mit mehreren Anschlägen hintereinander ergaben sich etwa die gleichen Verhältnisse, nur fließen die Anfangs- und Endbewegungen stark ineinander. In Bild 18 und 19 sind zunächst die Meßergebnisse an Typenhebeln dargestellt.

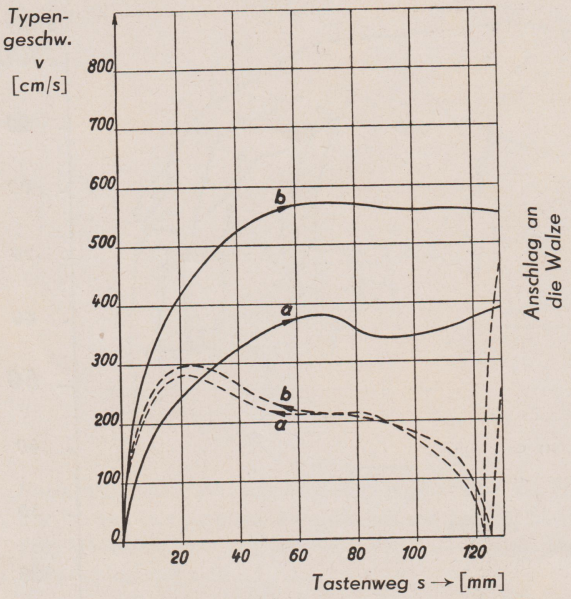

Bild 18 Wagner-Antrieb: Verlauf effektiver Typengeschwindigkeiten bei Einzelanschlägen
a = normaler Tastenanschlag (6 ... 8 Anschläge/s)
b = schneller Tastenanschlag (10 ... 12 Anschläge/s)

Man kann folgende Schlußfolgerungen daraus ziehen:

1. Beim Wagner-Antrieb tritt, entgegen den Ergebnissen der analytischen Untersuchungen, im großen und ganzen keine erhebliche Geschwindigkeitsminderung im zweiten Teil des Anschlagweges ein. Diese lag bei den normalen Anschlägen bei etwa 350 cm/s. Die bei allen Antriebskurven feststellbare Geschwindigkeitsminderung im zweiten Teil des Weges ist auf das Wirksamwerden der Schaltbrücke und der übrigen Maschinenwiderstände zurückzuführen. Der Verlauf der Geschwindigkeiten läßt folgern, daß die Annahme gleichbleibender Tastengeschwindigkeiten, wie sie für die analytischen Untersuchungen vorausgesetzt wurden, für den Wagner-Antrieb im zweiten Teil des Tastentiefganges nicht mehr zutrifft, sondern daß infolge der getrieblichen Bindung zwischen Tast- und Typenhebel eine Steigerung der Tastengeschwindigkeiten eintreten muß.
2. Die Rücklaufgeschwindigkeiten beim Wagner-Antrieb nehmen einen Verlauf, der einem schnellen Ablauf der Vorgänge abträglich ist. Nach einem schnellen Rückprall von der Walze gehen die Geschwindigkeiten zunächst auf Null oder fast auf Null zurück, um dann erst wieder langsam anzusteigen. Dieses Verhalten ist die Begründung dafür, daß der Wagner-Antrieb nicht unter die schnellen Typenhebelantriebe zu rechnen ist.

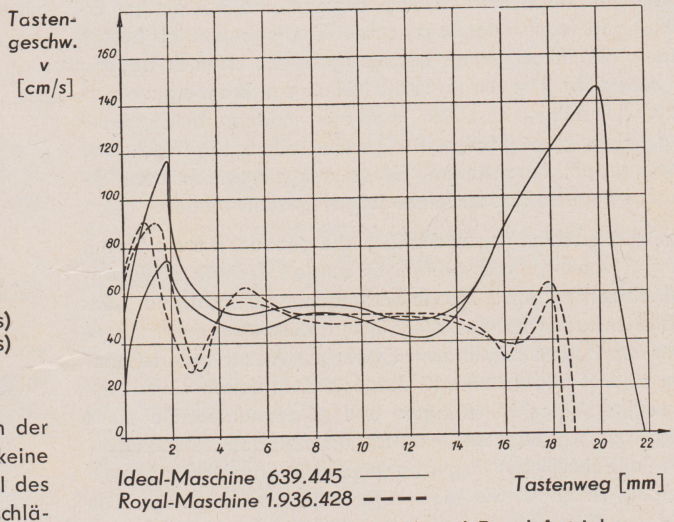

Bild 20 Wagner- (Ideal-) und Royal-Antrieb:
Verlauf von Tastengeschwindigkeiten, Versuchsreihe I

3. Die Typenhebelgeschwindigkeiten der Royal-Antriebe erreichen beim Vorwärtsgang ein Maximum nach etwa zwei Drittel des Tastenhubes und fallen dann wieder ab. Dieses Verhalten ist darauf zurückzuführen, daß der Antrieb wohl mit seiner Geschwindigkeit sehr schnell nach oben geht, aber dann sehr empfindlich gegen Belastungen ist, wie sie u. a. durch Beschleunigung der Schaltbrücke auftreten.

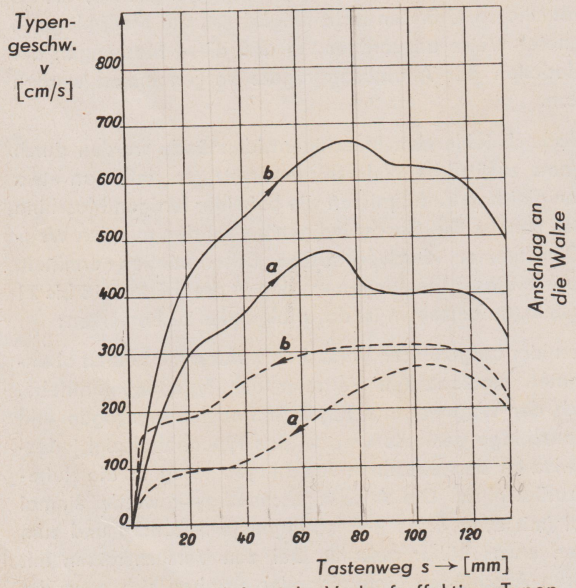

Bild 19 Royal-Antrieb: Verlauf effektiver Typengeschwindigkeiten bei Einzelanschlägen
a = normaler Tastenanschlag (6 ... 8 Anschläge/s)
b = schneller Tastenanschlag (10 ... 12 Anschläge/s)

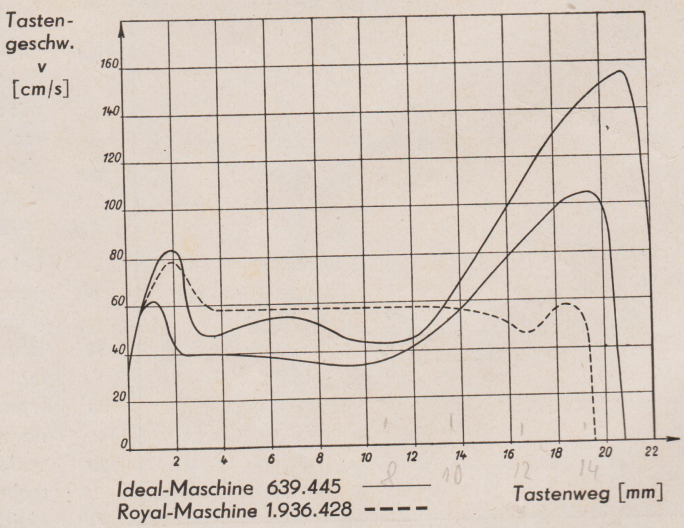

Bild 21 Wagner- (Ideal-) und Royal-Antrieb:
Verlauf von Tastengeschwindigkeiten, Versuchsreihe II